

INTERNAL COMBUSTION ENGINE EQUIPPED WITH VARIABLE COMPRESSION RATIO MECHANISM

Patent Number: JP2001263114

Publication date: 2001-09-26

Inventor(s): ARAI TAKAYUKI; MOGI KATSUYA

Applicant(s): NISSAN MOTOR CO LTD

Requested Patent: JP2001263114

Application Number: JP20000077333 20000321

Priority Number(s):

IPC Classification: F02D15/02; F02B1/12; F02B11/00; F02B75/04; F02B75/32; F02D45/00

EC Classification:

Equivalents:

Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To effectively suppress the thrust load acting on a piston 3.

SOLUTION: This internal combustion engine is equipped with a double link type variable compression ratio mechanism having a plurality of links 1 and 8 including a connecting rod 4 rockably connected to the piston 3. According to the change of compression ratio by this variable compression ratio mechanism, the rocking angle of the connecting rod 4 to a cylinder axial line at the same crank angle is changed. The connecting rod rocking angle ϕ_{4V} at the crank angle where the internal pressure of a combustion chamber S is maximum in the compression ratio set state which is set in the operation condition maximizing the maximum value of the internal pressure of the combustion chamber S of all operating conditions is set smaller than the rocking angle of the connecting rod at the crank angle where the internal pressure of the combustion chamber S is maximum in the other compression ratio set states.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-263114

(P2001-263114A)

(43)公開日 平成13年9月26日 (2001.9.26)

(51) Int.Cl.⁷

F 02 D 15/02
F 02 B 1/12
11/00
75/04
75/32

識別記号

F I

F 02 D 15/02
F 02 B 1/12
11/00
75/04
75/32

テ-マコ-ト(参考)

Z 3 G 0 2 3
3 G 0 8 4
Z 3 G 0 9 2
A

審査請求 未請求 請求項の数11 O.L (全 10 頁) 最終頁に続く

(21)出願番号

特願2000-77333(P2000-77333)

(22)出願日

平成12年3月21日 (2000.3.21)

(71)出願人 000003997

日産自動車株式会社

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地

(72)発明者 荒井 孝之

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(72)発明者 茂木 克也

神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
自動車株式会社内

(74)代理人 100062199

弁理士 志賀 富士弥 (外3名)

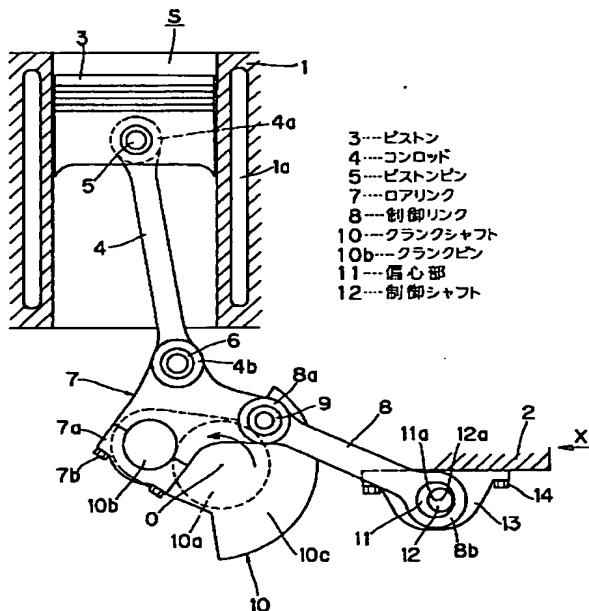
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 可変圧縮比機構を備えた内燃機関

(57)【要約】

【課題】 ピストン3へ作用するスラスト荷重を効果的に抑制する。

【解決手段】 ピストン3に揺動可能に連結されるコンロッド4を含む複数のリンク7, 8を備えた複リンク式の可変圧縮比機構を備える。この可変圧縮比機構による圧縮比の変更に伴って、同一クランク角でのコンロッド4のシリンダ軸線に対する揺動角が変化する。全運転領域の中で燃焼室S内の圧力の最大値が最大となる運転条件のときに設定される圧縮比設定状態で、燃焼室S内の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッド揺動角よりも小さくなるように設定する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 ピストンに揺動可能に連結されるコンロッドと、機関運転条件に応じて圧縮比の設定を変更可能な可変圧縮比機構と、を備え、この可変圧縮比機構による圧縮比の変更に伴って、同一クランク角でのコンロッドのシリング軸線に対する揺動角が変化する内燃機関において、

全運転領域の中で燃焼室の圧力の最大値が最大となる運転条件のときに設定される圧縮比設定状態で、燃焼室の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角を、他の圧縮比設定状態で、燃焼室の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角よりも小さくすることを特徴とする可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項2】 ピストンに揺動可能に連結されるコンロッドと、機関運転条件に応じて圧縮比の設定を変更可能な可変圧縮比機構と、を備え、この可変圧縮比機構による圧縮比の変更に伴って、同一クランク角でのコンロッドのシリング軸線に対する揺動角が変化する内燃機関において、

機関運転条件が高負荷運転領域にあるときに圧縮比を低く設定するとともに、低中負荷運転領域にあるときに圧縮比を高く設定し、

上記圧縮比を低く設定した状態で、燃焼室の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角を、上記圧縮比を高く設定した状態で、燃焼室の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角よりも小さくすることを特徴とする可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項3】 吸入空気を過給する過給機を備え、機関運転条件が高負荷運転領域にあるときに過給圧を高くし、低中負荷運転領域にあるときに過給圧を低くすることを特徴とする請求項2に記載の可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項4】 ピストンに揺動可能に連結されるコンロッドと、機関運転条件に応じて圧縮比の設定を変更可能な可変圧縮比機構と、を備え、この可変圧縮比機構による圧縮比の変更に伴って、同一クランク角でのコンロッドのシリング軸線に対する揺動角が変化する内燃機関において、

機関運転条件が低中回転高負荷運転領域にあるときに圧縮比を低く設定するとともに、低中回転低中負荷運転領域又は高回転運転領域にあるとき圧縮比を高く設定し、上記圧縮比を高く設定した状態で、燃焼室の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角を、上記圧縮比を低く設定した状態で、燃焼室の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角よりも小さくすることを特徴とする可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項5】 ピストンに揺動可能に連結されるコンロ

ッドと、機関運転条件に応じて圧縮比の設定を変更可能な可変圧縮比機構と、を備え、この可変圧縮比機構による圧縮比の変更に伴って、同一クランク角でのコンロッドのシリング軸線に対する揺動角が変化する内燃機関において、

機関運転条件が高負荷運転領域又は高回転運転領域にあるときに圧縮比を低く設定するとともに、中回転低中負荷運転領域にあるときに圧縮比を高く設定し、上記圧縮比を低く設定した状態で、燃焼室の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角を、上記圧縮比を高く設定した状態で、燃焼室の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角よりも小さくすることを特徴とする可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項6】 機関運転条件が高負荷運転領域又は高回転運転領域にあるときに燃焼室に供給した燃料を火花点火燃焼させ、中回転低中負荷運転領域にあるときに燃焼室に供給した燃料を圧縮自己着火燃焼させることを特徴とする請求項5に記載の可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項7】 圧縮比の設定に関わらず、ピストン上死点から上死点後30°までのクランク角範囲におけるコンロッドの揺動角を10°以下とすることを特徴とする請求項1～6のいずれかに記載の可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項8】 ピストンに揺動可能に連結されるコンロッドと、機関運転条件に応じて圧縮比の設定を変更可能な可変圧縮比機構と、を備え、この可変圧縮比機構による圧縮比の変更に伴って、同一クランク角でのコンロッドのシリング軸線に対する揺動角が変化する内燃機関において、

機関運転条件が高回転運転領域にあるときに設定される圧縮比設定状態で、ピストンの下向きの加速度が最大となるクランク角でのコンロッドの揺動角を、他の圧縮比設定状態で、ピストンの下向きの加速度が最大となるクランク角でのコンロッドの揺動角よりも小さくすることを特徴とする可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項9】 圧縮比の設定に関わらず、ピストン下死点前90°から下死点後90°までのクランク角範囲におけるコンロッドの揺動角を30°以下とすることを特徴とする請求項1～8のいずれかに記載の可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【請求項10】 上記可変圧縮比機構が、上記コンロッドと、このコンロッドとクランクシャフトのクランクピンとを連結するロアーリンクと、一端が機関本体に揺動可能に支持されるとともに、他端が上記コンロッドまたはロアーリンクに連結される制御リンクと、この制御リンクの機関本体に対する揺動支持位置を変更する制御リンク支持位置変更機構と、を有することを特徴とする請求項1～9のいずれかに記載の可変圧縮比機構を備えた

内燃機関。

【請求項11】 上記制御リンク支持位置変更機構が、機関運転状態に応じて回動制御される制御シャフトを備え、

この制御シャフトが、機関本体に固定された軸受に回動可能に支持される本体と、この本体に偏心形成され、上記制御リンクを回動可能に支持する偏心部と、を有することを特徴とする請求項10に記載の可変圧縮比機構を備えた内燃機関。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、機関運転条件に応じて圧縮比の設定を変更可能な可変圧縮比機構を備えた内燃機関に関し、特に、圧縮比の変更に伴って同一クランク角でのコンロッド回動角が変化する内燃機関に関する。

【0002】

【従来の技術】 自動車等に用いられる内燃機関として、燃焼圧力や機関回転数等の機関運転条件に応じて、圧縮比の設定を変更可能な可変圧縮比機構を備えたものが、従来より提案されている。

【0003】 一例として、特開平9-228858号公報に開示されている内燃機関を図10に示す。この内燃機関の可変圧縮比機構は、ピストン101のピストンピン102に回動可能に連結されるコンロッド103と、このコンロッド103とクランクシャフト104のクランクピン105とを連結するロアーリンク106と、このロアーリンク106に一端が連結されるとともに、他端がシリングブロック側に設けられた偏心シャフト107に回動可能に支持される制御リンク108と、を備えた構成となっている。

【0004】 そして、機関運転状態に応じて偏心シャフト107を回動制御し、制御リンク108の支持位置を変化させることにより、ピストン行程が変化し、圧縮比が変更されるように構成されている。また、この公報には、複数のリンク103、106、108を有する複リンク式の構造を採用することによって、特にピストン101下降時のコンロッド回動角（シリング軸線laとコンロッド中心線lbとなす角）を小さくして、膨張行程におけるサイドスラスト力を抑制することが開示されている。

【0005】 他の例として、特開平6-241057号公報には、コンロッドの長さを変えることで圧縮比を変更する可変圧縮比機構を備えた内燃機関が開示されている。

【0006】

【発明が解決しようとする課題】 これら従来の内燃機関では、圧縮比の変更に伴って同一クランク角におけるコンロッド回動角が変化する構成となっているが、機関の運転条件（燃焼圧力、回転数等）に対する圧縮比の設定

と、その圧縮比設定時におけるコンロッドの回動角との関係について何ら検討がなされていない。このため、大きな燃焼圧力やピストン慣性力が作用するときに、コンロッド回動角が比較的大きい状態となって、例えば上記のサイドスラスト力が非常に大きくなる等の不具合を生じるおそれがある。本発明は、このような課題に鑑みてなされたものである。

【0007】

【課題を解決するための手段】 本発明に係る内燃機関は、ピストンに回動可能に連結されるコンロッドと、機関運転条件に応じて圧縮比の設定を変更可能な可変圧縮比機構と、を備え、この可変圧縮比機構による圧縮比の変更に伴って、同一クランク角でのコンロッドのシリング軸線に対する回動角が変化するようになっている。

【0008】 ここで、ピストンに作用するスラスト-反スラスト方向の荷重（スラスト荷重）は、コンロッドのシリング軸線に対する回動角と、ピストンへ作用するシリング軸方向荷重と、に比例して増加する。そこで本発明では、機関に悪影響を及ぼすスラスト荷重を効果的に抑制するために、シリング軸方向荷重が大きい場合には、コンロッド回動角が小さくなるように、可変圧縮比機構のレイアウトや寸法等を適宜に設定している。

【0009】 一般的に、ピストンへ作用するシリング軸方向荷重が最も大きくなるのは、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角で、かつ、この最大値が最も大きくなる運転条件で設定される圧縮比の設定状態のときである。

【0010】 そこで、請求項1の発明は、全運転領域の中で燃焼室内の圧力の最大値が最大となる運転条件のときに設定される圧縮比設定状態で、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの回動角を、他の圧縮比設定状態で、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの回動角よりも小さくすることを特徴としている。

【0011】 上記可変圧縮比機構による圧縮比の設定は、機関運転状態に応じて変更されるが、どのように変更するかは、適用される内燃機関によって異なるものとなる。

【0012】 一例として、請求項3の発明のように、吸入空気を過給する過給機を備え、機関運転条件が高負荷運転領域にあるときに過給圧を高くし、低中負荷運転領域にあるときに過給圧を低くするような内燃機関では、好ましくは請求項2の発明のように、機関運転条件が高負荷運転領域にあるときに圧縮比を低く設定するとともに、低中負荷運転領域にあるときに圧縮比を高く設定する。この理由は、高負荷域では、高過給圧と低圧縮比の組み合わせにより、高過給圧でもノッキングを回避しつつ高出力化を実現でき、かつ、低中負荷域においては、高圧縮比として燃費向上を図ることができるからである。このような場合、圧縮比を低く設定した状態で、か

つ燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角のときに、シリンダ軸方向荷重が最も大きくなる。そこで、好ましくは、圧縮比を低く設定した状態で、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角を、圧縮比を高く設定した状態で、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角よりも小さくする。

【0013】他の例として、一般的な自然吸気機関では、好ましくは請求項4の発明のように、機関運転条件が低中回転高負荷運転領域にあるときに圧縮比を低く設定するとともに、低中回転低中負荷運転領域又は高回転運転領域にあるとき圧縮比を高く設定する。この理由は、低速高負荷域を低圧縮比とすることにより、ノッキングの抑制が可能となり、中速中負荷域で高圧縮比としているため、燃費の向上が図れ、また高速高負荷域も高圧縮比としているため、出力の向上が可能となるためである。このような場合、圧縮比を高く設定した状態で、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角のときに、シリンダ軸方向荷重が非常に大きくなる。従って、好ましくは、上記圧縮比を高く設定した状態で、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角を、上記圧縮比を低く設定した状態で、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角よりも小さくする。

【0014】更に他の例として、請求項6の発明のように、機関運転条件が高負荷運転領域又は高回転運転領域にあるときに燃焼室に供給した燃料を火花点火燃焼させ、中回転低中負荷運転領域にあるときに燃焼室に供給した燃料を圧縮自己着火燃焼させる内燃機関では、好ましくは請求項5の発明のように、機関運転条件が高負荷運転領域又は高回転運転領域にあるときに圧縮比を低く設定するとともに、中回転低中負荷運転領域にあるときに圧縮比を高く設定する。この理由は、中回転低中負荷域を高圧縮比とすることにより、圧縮自己着火燃焼を成立させて、燃費向上と排気低減の両立を図りつつ、他の運転領域では、火花点火燃焼を行うことによりノッキングを抑制しつつ出力の向上を図るためである。この場合、圧縮比を低く設定した状態で、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角のときに、シリンダ軸方向荷重が非常に大きくなる。そこで、好ましくは、圧縮比を低く設定した状態で、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角を、圧縮比を高く設定した状態で、燃焼室内の圧力が最大値となるクランク角でのコンロッドの揺動角よりも小さくする。

【0015】上記ピストンへ作用するシリンダ軸方向荷重は、主として、ピストン慣性力による荷重と、燃焼室の燃焼圧力による荷重との合力により表される。

【0016】ここで、燃焼圧力は、全クランク角度範囲の中でも、ピストン膨張（圧縮）上死点から上死点後30°までのクランク角範囲のときに特に大きくなり、こ

のときには、上記シリング軸方向荷重も最も大きくなる。そこで、請求項7の発明では、圧縮比の設定に関わらず、ピストン上死点から上死点後30°までのクランク角範囲におけるコンロッドの揺動角を10°以下とすることを特徴としている。

【0017】一方、ピストン慣性力は、ピストン下死点（及び上死点）近傍で最も大きくなるとともに、機関回転数の増加に伴って大きくなる傾向にあり、このようなときにも、シリンダ軸方向荷重は大きくなる。そこで、請求項8の発明では、機関運転条件が高回転運転領域にあるときに設定される圧縮比設定状態で、ピストンの下向きの加速度が最大となるクランク角でのコンロッドの揺動角を、他の圧縮比設定状態で、ピストンの下向きの加速度が最大となるクランク角でのコンロッドの揺動角よりも小さくしている。

【0018】上記のピストン下死点近傍でシリンダ軸方向荷重が大きくなるのは、一般的に、ピストン下死点前90°から下死点後90°までのクランク角範囲である。そこで、請求項9の発明では、圧縮比の設定に関わらず、ピストン下死点前90°から下死点後90°までのクランク角範囲におけるコンロッドの揺動角を30°以下としている。

【0019】請求項10の発明は、上記可変圧縮比機構が、上記コンロッドと、このコンロッドとクランクシャフトのクランクピンとを連結するロアーリンクと、一端が機関本体に揺動可能に支持されるとともに、他端が上記コンロッドまたはロアーリンクに連結される制御リンクと、この制御リンクの機関本体に対する揺動支持位置を変更する制御リンク支持位置変更機構と、を有する複リンク式の構造となっている。

【0020】この請求項10に係る請求項11の発明では、上記制御リンク支持位置変更機構が、機関運転状態に応じて回動制御される制御シャフトを備え、この制御シャフトが、機関本体に固定された軸受に回動可能に支持される本体と、この本体に偏心形成され、上記制御リンクを揺動可能に支持する偏心部と、を有する構成となっている。

【0021】このような構成により、クランクシャフトの回転に伴って、クランクピン、ロアーリンク、コンロッドを介してピストンがシリンダ内を昇降移動するとともに、ロアーリンク又はコンロッドに連結する制御リンクが、揺動支持位置となる偏心部の軸心を中心として揺動する。

【0022】また、機関の運転状態に応じて制御シャフトを回動制御することにより、制御リンクの揺動中心となる偏心部の軸心が回転変位する。この結果、ピストン行程が変化して、機関の各気筒の圧縮比が可変制御される。

【0023】

【発明の効果】以上のように、本発明によれば、ピスト

ンへ作用するシリンダ軸方向荷重が大きくなるような状態のときに、コンロッドのシリンダ軸線に対する揺動角を有効に小さくすることができる。この結果、ピストンへ作用するスラスト方向の荷重が効果的に抑制され、フリクションの低減による燃費向上、ピストンスカート部の摩耗抑制による信頼性の向上を図ることができる。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、本発明の好ましい実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0025】図1は、本発明の一実施形態に係る内燃機関の機械的構成を示す概略構成図である。シリンダブロック2には、ピストン3が進退可能に嵌合するシリンダ1が各気筒毎に形成されている。各シリンダ1の周囲には、ウォータージャケット1aが形成され、各ピストン3の上方には、燃焼室Sが形成されている。

【0026】また、シリンダ1の下方には、クランクシャフト10が気筒列方向に延在している。このクランクシャフト10は、その軸線Oと同軸状に配置されるとともにシリンダブロック2に回転可能に支持されるクランクシャーナル10aと、軸心Oから偏心して各気筒毎に設けられるクランクピン10bと、軸心Oに対してクランクピン10bと反対側に設けられ、主としてピストン運動の回転1次振動成分を低減するカウンターウェイト10cと、を有している。

【0027】各ピストン3とクランクピン10bとは、複数のリンク4、7、8を備えた複リンク式の可変圧縮比機構によって機械的に連携されている。詳述すると、ピストン3には、スラスト-反スラスト方向(図1の左右方向)と直交する方向に延びるピストンピン5が固定的に設けられ、このピストンピン5に、コンロッド4の上端4aが回転可能に外嵌して連結されている。このコンロッド4の下端4bとロアリンク7とは、両者4b、7を挿通する連結ピン6によって相対回転可能に連結されている。

【0028】ロアリンク7は、キャップ7a及びボルト7bを用いてクランクピン10bに相対回転可能に外嵌して取り付けられている。このロアリンク7と制御リンク8の一端とは、両者7、8を挿通する連結ピン9を介して相対回転可能に連結されている。この制御リンク8の他端は、制御シャフト12の偏心部11に相対回転可能に外嵌している。この制御シャフト12の本体は、ボルト14によりシリンダブロック2へ固定された軸受ブラケット13に相対回転可能に支持されている。また、偏心部11は、制御シャフト本体12の外周に一体的に設けられ、この偏心部11の軸心11aは、制御シャフ

ト本体12の軸心12aに対して所定量偏心している。

【0029】図2は、図1の矢視X対応図である。この図2に示すように、制御シャフト12の一端部にはウォームホイール15が設けられ、このウォームホイール15に噛み合うウォーム17は、駆動部としての電動モータ17により回転駆動される。この電動モータ17は、周知のCPU及びメモリ等を備えた制御部(図示省略)により、機関の運転状態に応じて適宜に駆動制御される。

【0030】このような構成により、クランクシャフト10の回転に伴って、クランクピン10b、ロアリンク7、コンロッド4等を介してピストン3がシリンダ1内を昇降移動するとともに、ロアリンク7に連結する制御リンク8が、偏心部11の軸心11aを揺動中心として揺動する。

【0031】また、機関の運転状態に応じて電動モータ17を駆動制御することにより、ウォームホイール15を介して制御シャフト12が軸周りに回転し、この制御シャフト12の軸心12aに対して、制御リンク8の揺動中心となる偏心部11の軸心11aの位置(xc, yc)(図3)が回転変位する。この結果、ピストン行程が変化して、機関の各気筒の圧縮比が可変制御される。

【0032】図3は、図1に示す内燃機関のリンク構造を模式的に示しており、クランクシャフト10の軸心Oを原点(0, 0)とし、シリンダ軸方向LSと平行にy軸をとり、スラスト-反スラスト方向にx軸をとった座標系として描いている。

【0033】ここで、クランクシャフト10とロアリンク7との連結位置を(x1, y1)；ロアリンク7と制御リンク8との連結位置を(x2, y2)；ロアリンク7とコンロッド4との連結位置を(x3, y3)；コンロッド4とピストン3との連結位置(ピストンピン5の軸心)を(x4, y4)；制御リンク8の揺動支点位置(偏心部11の軸心)を(xc, yc)；(0, 0)～(x1, y1)間のリンク長をL1；(x1, y1)～(x2, y2)間のリンク長をL2；(x1, y1)～(x2, y2)間のリンク長をL3；(x1, y1)～(x3, y3)間のリンク長をL4；(x2, y2)～(x3, y3)間のリンク長をL5；(x3, y3)～(x4, y4)間のリンク長をL6；クランク角(度)をθ；シリンダ軸線LSに対するコンロッド4の揺動角(度)をφ；と定義した場合、以下の式が成立する。

【0034】

【数1】

```

x1=L1×cosθ
y1=L1×sinθ
x2=((x1-A×B+y1×A)±[(x1-A×B+y1×A)²-(A²+1)×(B²-2×y1×B
+L1²-L2²)]¹²³/(A²+1)
y2=A×x2+B
x3=((x1-C×D+y1×C)±[(x1-C×D+y1×C)²-(C²+1)×(D²-2×y1×D
+L1²-L4²)]¹²³/(C²+1)
y3=C×x3+D
x4=-定值
y4=y3±[L6²-(x4-x3)²]¹²³
ここで、A=-(x_c-x1)/(y_c-y1)
B=(L2²-L3²-L1²+x_c²+y_c²)/[2×(y_c-y1)]
C=-(x1-x2)/(y1-y2)
D=(L1²-L4²+L5²-x2²-y2²)/[2×(y1-y2)]

```

【0035】このように、各リンク長L1～L6、クラシックシャフト10の軸心Oに対するピストン3のオフセット量x4、及び制御リンク8の支点位置(xc, yc)が決定すれば、クラシック角θに対する各連結位置(x1, y1), (x2, y2), (x3, y3), (x4, y4)が自ずと決定されることが分かる。従つて、上述したように電動モータ17を駆動制御することにより制御リンク8の支点位置(xc, yc)を移動さ

$\tan\phi=(x3-x4)/(y4-y3)=(x3-x4)/\pm[(L6²-(x4-x3)²]¹²³$ より、

$$|\phi|=\tan^{-1}((x3-x4)/\pm[(L6²-(x4-x3)²]¹²³)$$

【0038】また、燃焼室S側からピストン3へ作用する下向きのシリング軸方向荷重をF、ピストン3に作用するスラスト荷重をFtとすると、次式が成立する。

【0039】

$$【数3】Ft=F \cdot \tan\phi$$

このように、スラスト荷重Ftは、コンロッド揺動角φとシリング軸方向荷重Fとに比例して増加する。従つて、シリング軸方向荷重Fが大きい状態で、仮にコンロッド揺動角φが大きい状態となっていると、スラスト荷重Ftが非常に大きくなってしまい、好ましくない。そこで、以下に詳しく説明するように、シリング軸方向荷重Fが特に大きくなる状態のときに、コンロッドの揺動角φが相対的に小さくなるように、リンク長L1～L6等の機構諸元を適宜に設定している。この結果、スラスト荷重が抑制されて、フリクションが低減され、燃費向上を図ることができるとともに、ピストンスカートの摩

せると、クラシック角θに対するピストン行程y4が変化し、ピストン上死点位置も変わるために、圧縮比が変化することとなる。

【0036】ここで、コンロッド揺動角φは、次式のように表すことができる。

【0037】

【数2】

耗が抑制され、信頼性の向上を図ることができる。

【0040】上記のシリング軸方向荷重Fは、図4に示すように、クラシック角に基づいて変動するが、燃焼室内の圧力が最大値となるクラシック角(θpmax)の前後、つまりピストン膨張(圧縮)上死点から膨張上死点後30°の範囲のクラシック角の範囲で最も大きくなる。なお、シリング軸方向荷重Fは、実質的にピストン慣性力による荷重と燃焼室内圧力による荷重との合力で表されるが、上記のピストン膨張上死点近傍では、燃焼圧力による荷重が支配的となる。そこで、好ましくは、上記可変圧縮比機構による圧縮比の設定状態に関わらず、ピストン上死点から上死点後30°のクラシック角の範囲では、コンロッド揺動角φ(の絶対値)が10°以下となるように設定する。

【0041】また、ピストン下死点近傍のクラシック角範囲においても、ピストンの下向きの加速度(慣性力)が

大きくなる関係で、シリンダ軸方向荷重Fが大きくなる。そこで、好ましくはピストン下死点近傍、より具体的にはピストン下死点前90°～下死点後90°に対応するクランク角度範囲では、コンロッド揺動角ができるだけ小さくなるように設定する。例えば図4に示す例では、ピストン上死点近傍の最大荷重をA、下死点近傍での最大荷重をBとすると、A=3Bの関係が成立するために、上述した上死点近傍のスラスト荷重と同等なスラスト荷重まで許容する場合、下死点近傍のコンロッド揺動角は、圧縮比の設定状態に関わらず、30°以下に設定する。

【0042】更に、上記のシリンダ軸方向荷重Fは、機関運転状態及びこの機関運転状態に基づく圧縮比の設定状態によっても変動する。そこで、好ましくは、以下の第1～3実施例でも詳しく説明するように、燃焼室の圧力の最大値Pmaxが最も大きくなる運転条件のときに設定される圧縮比設定状態のときに、他の圧縮比設定状態のときに比して、ピストン上、下死点近傍におけるコンロッド揺動角αが小さくなるように設定する。

【0043】図5は、全運転領域の中で、高負荷域を低圧縮比とし、低中負荷域を高圧縮比に設定した第1実施

$$\tan^{-1}((x3' - x4)/\pm[(L6^2 - (x4 - x3')^2]^{0.5})$$

$$> \tan^{-1}((x3'' - x4)/\pm[(L6^2 - (x4 - x3'')^2]^{0.5})$$

【0047】図6は、全運転領域の中で、低回転高負荷域を低圧縮比に設定し、それ以外の運転領域を高圧縮比に設定した第2実施例を示している。この実施例は、例えば、自然吸気機関に好適に適用される。その理由は、低速高負荷域を低圧縮比とすることにより、ノッキングの抑制が可能となり、中速中負荷域で高圧縮比としているため、燃費の向上が図れ、また高速高負荷域も高圧縮比としているため、出力の向上が可能となるためである。

【0048】この実施例の場合、ピストンへのシリンダ軸方向荷重Fが最も大きくなるのは、高圧縮比設定時

$$\tan^{-1}((x3' - x4)/\pm[(L6^2 - (x4 - x3')^2]^{0.5})$$

$$< \tan^{-1}((x3'' - x4)/\pm[(L6^2 - (x4 - x3'')^2]^{0.5})$$

【0051】図8は、この第2実施例に係るクランク角とコンロッド揺動角との関係を示す特性図で、曲線(イ)は高圧縮比設定時の特性を、曲線(ロ)は低圧縮比設定時の特性を示している。同図に示すように、シリンダ軸方向荷重Fが最も大きくなる状態、すなわち高圧縮比設定時(イ)にクランク角がθmaxとなる状態で、コンロッド揺動角(の絶対値)が実質的に0(ゼロ)となるように設定されている。この関係で、高圧縮比設定時には、ピストン上死点～上死点後30°のクランク角範囲でも、コンロッド揺動角が十分小さくなっている。

【0052】また、ピストン下死点近傍でのピストン慣

例を示している。この実施例は、例えば過給機付き内燃機関に好適に適用される。その理由は、高負荷域では、高過給圧と低圧縮比の組み合わせにより、高過給圧でもノッキングを回避しつつ高出力化を実現でき、かつ、低中負荷域においては、高圧縮比として燃費向上を図ることができるからである。

【0044】この実施例の場合、高圧縮比設定時よりも低圧縮比設定時の方が、ピストン膨張上死点近傍での最大燃焼荷重が大きくなる。このため、シリンダ軸方向荷重Fが最も大きくなるのは、低圧縮比設定状態でクランク角度がθmax(ピストン上死点から上死点後30°の範囲内)のときであり、このような状態でのコンロッド揺動角αを、高圧縮比設定時よりも実質的に小さく設定する。

【0045】すなわち、高圧縮比設定時のコンロッド4のピストン上死点近傍のオフセット量x3をx3'、低圧縮比設定時におけるピストン上死点近傍のオフセット量x3をx3'’とすると、以下の式を満足するよう、機構諸元を設定する。

【0046】

【数4】

で、かつ、クランク角度がθmax(ピストン上死点から上死点後30°の範囲内)のときであり、このときのコンロッド揺動角αを、低圧縮比設定時の場合に比して小さくなるように設定する。

【0049】すなわち、高圧縮比設定時におけるコンロッド4のピストン上死点近傍のオフセット量x3をx3'、低圧縮比設定時におけるピストン上死点近傍のオフセット量x3をx3'’とすると、以下の式を満足するよう、機構諸元を設定する。

【0050】

【数5】

性力及びシリンダ軸方向荷重Fは、機関回転数の増加に伴って大きくなる傾向にある。そこで、図4、8に示すように、好ましくは機関運転条件が高回転運転領域にあるときに設定される圧縮比設定状態(この実施例では高圧縮比設定状態)では、ピストン下向きの加速度(下向きのシリンダ軸方向荷重F)が最大値となるクランク角(θmax)でのコンロッド揺動角が、他の圧縮比設定状態(この実施例では低圧縮比設定時)に比して小さくなるように設定する。これにより、ピストン下死点近傍でのスラスト荷重をより効果的に抑制することができる。

【0053】図7は、中回転低中負荷域を高圧縮比と

し、それ以外の運転領域を低圧縮比にした第3実施例である。この第3実施例は、例えば、機関運転条件が高負荷運転領域や高回転運転領域の状態にあるときに燃焼室内に供給した燃料を火花点火燃焼させ、中回転低中負荷運転領域にあるときには燃焼室内に供給した燃料を圧縮自己着火燃焼させる内燃機関に好適に適用される。この理由は、中回転低中負荷域を高圧縮比とすることにより、圧縮自己着火燃焼を成立させて、燃費向上と排気低減の両立を図りつつ、他の運転領域では、火花点火燃焼を行うことによりノッキングを抑制しつつ出力の向上を図るためである。

【0054】この実施例の場合、低圧縮比設定時の方が

$$t \propto n^{-1} ((x_3' - x_4) / \pm [(L_6^2 - (x_4 - x_3')^2)^{0.5}]$$

$$> t \propto n^{-1} ((x_3'' - x_4) / \pm [(L_6^2 - (x_4 - x_3'')^2)^{0.5}]$$

【0057】更に言えば、この実施例では、ピストン下死点近傍でのシリングダ軸方向荷重Fが大きくなる高回転運転領域で低圧縮比に設定され、この状態で、ピストン下向きの加速度が最大値となるクランク角θ_{amax}でのコンロッド揺動角φが、他の高圧縮比設定状態に比して小さくなるように設定されている。これにより、上記第2実施例と同様、高回転運転域におけるスラスト荷重をピストン全行程にわたって良好に抑制することができる。

【0058】以上の実施例1～3によれば、シリングダ軸方向荷重Fが大きくなる圧縮比設定状態及びクランク角のときに、コンロッド揺動角φの絶対値が十分に小さくなり、ピストンに作用するスラスト荷重を効果的に抑制することができる。

【0059】図9は、他の実施形態を示しており、上述した実施形態における図2に対応している。この図9に示す実施形態では、制御リンク20の揺動支点位置を、クランク状の制御シャフト18を用いて移動するように構成されている。すなわち、制御シャフト18に一体的に設けられる偏心部（ピン部）19の直径が、制御シャフト18本体の直径と略等又はそれ以下に設定されている。このため、偏心部19に外嵌する揺動アーム20の端部20bの小型化が可能となる。この場合、制御リンク20の端部20bは、2つ割れ構造になっており、図示せぬボルトによって、制御シャフト18の偏心部19に相対回転可能に外嵌して取り付けられるようになっている。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施形態に係る可変圧縮比機構を備

高圧縮比設定時よりもピストン膨張上死点近傍での最大燃焼荷重が大きくなる。従って、低圧縮比設定時でのピストン上死点近傍（例えば上死点から上死点後30°の範囲内）のコンロッド揺動角を、高圧縮比設定時よりも小さくなるように設定する。

【0055】すなわち、高圧縮比設定時におけるコンロッド4のピストン上死点近傍のオフセット量x3をx3'、低圧縮比設定時におけるピストン上死点近傍のオフセット量x3をx3'’とすると、以下の式を満足するように、機構諸元を設定する。

【0056】

【数6】

えた内燃機関を示す概略構成図。

【図2】図1の矢視Xに対応する構成図。

【図3】図1に示す内燃機関のリンク構造を模式的に示す模式図。

【図4】クランク角と、ピストンへ作用するシリングダ軸方向荷重との関係を示すグラフ。

【図5】機関運転条件に対する圧縮比の設定の第1実施例を示す図。

【図6】機関運転条件に対する圧縮比の設定の第2実施例を示す図。

【図7】機関運転条件に対する圧縮比の設定の第3実施例を示す図。

【図8】圧縮比の設定の変更に伴うコンロッド揺動角の変化を示すグラフ。

【図9】本発明の他の実施形態を示し、図2に対応する構成図。

【図10】従来例に係る可変圧縮比機構を備えた内燃機関を示す概略構成図。

【符号の説明】

3…ピストン

4…コンロッド

5…ピストンピン

7…ロアリンク

8…制御リンク

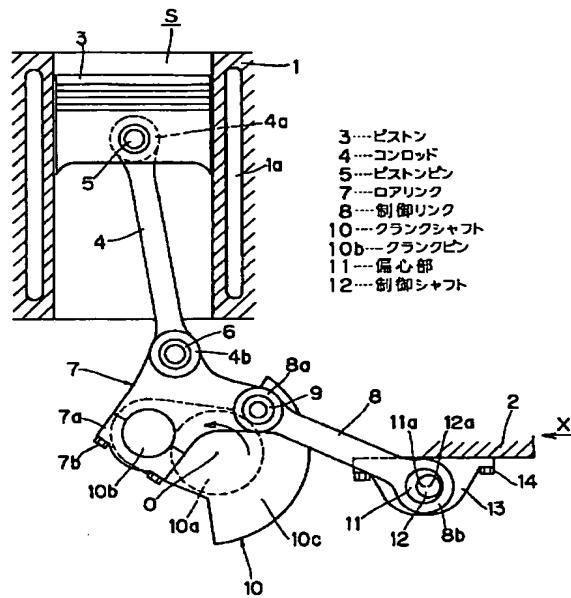
10…クランクシャフト

10b…クランクピン

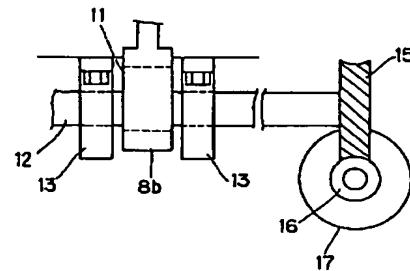
11…偏心部

12…制御シャフト

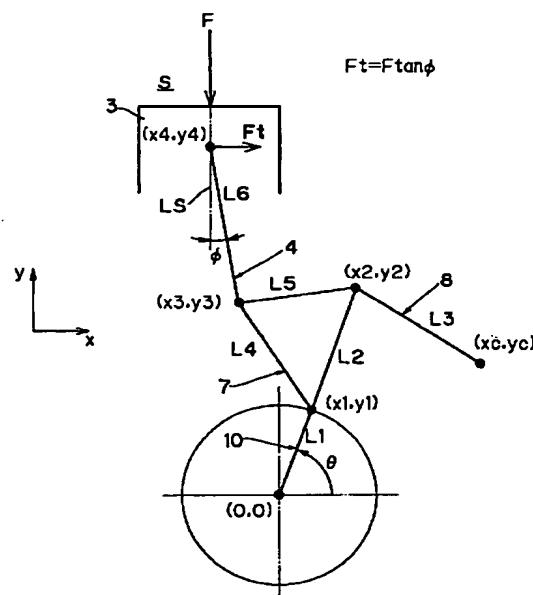
〔図1〕



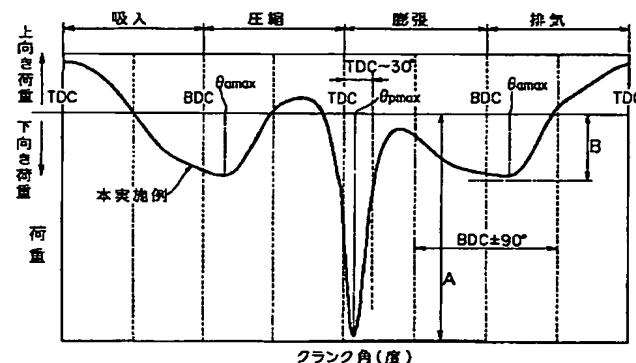
【図2】



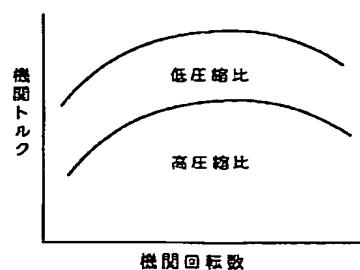
〔図3〕



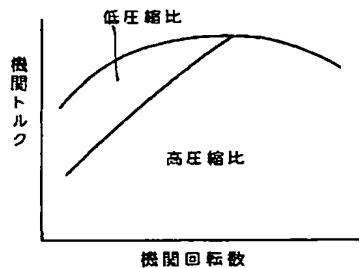
【图4】



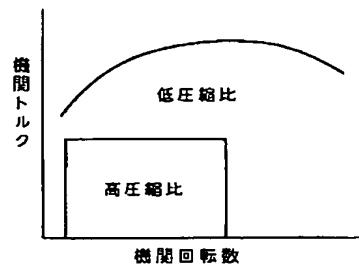
5



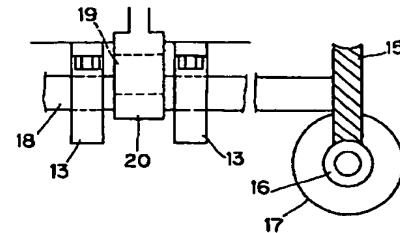
【図6】



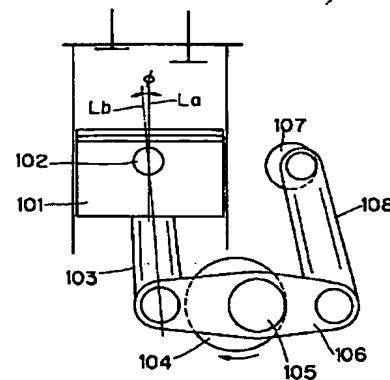
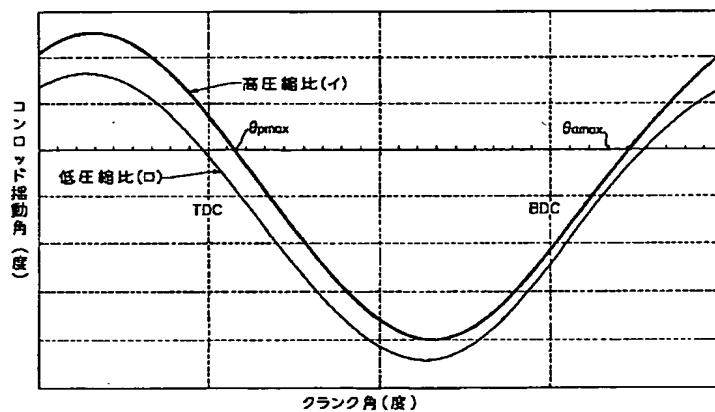
【図7】



【図9】



【図8】



フロントページの続き

(51) Int. Cl. 7
F 02 D 45/00

識別記号
368

F I
F 02 D 45/00

テクニード (参考)

368T

F ターム (参考) 3G023 AA02 AA03 AA06 AB06 AC04
3G084 BA07 BA22 CA03 CA04 CA05
DA02 DA19 EA11 EB12 EC03
FA18 FA21 FA38
3G092 AA01 AA12 DB00 DD06 FA11
FA25 HA11Z HE01Z